

Н.М. ФАТЄЄВА, канд. техн. наук, доц., НТУ «ХПІ»;

О.М. ФАТЄЄВ, провідний інженер, ОПК «Гідроелекс», Харків

ДО ПИТАННЯ ДИНАМІЧНОГО РОЗРАХУНКУ ПНЕВМОЦИЛІНДРІВ З ДВОСТОРОННІМ УПРАВЛІННЯМ

В статті наведено динамічні дослідження пневмоприводів з метою одержання часу спрацьовування виконавчих пристроїв. Динамічний розрахунок часу спрацьовування було зроблено на конкретному прикладі виконавчого механізму завантажувального пристрою до токарного верстата. Результати роботи дозволяють проводити всебічний порівняльний аналіз при проектуванні пневмоагрегатів нового верстатного устаткування.

В статье приведены динамические исследования пневмоприводов с целью получения времени срабатывания исполнительных устройств. Динамический расчет времени срабатывания был сделан на конкретном примере исполнительного механизма грузочного устройства к токарному станку. Результаты работы позволяют проводить всесторонний сравнительный анализ при проектировании пневмоагрегатов нового станочного оборудования.

In the article dynamic researches of pneumodrives are resulted with the purpose of receipt of time of wearing-out of executive devices. The dynamic timing wearing-out was done on the concrete example of executive mechanism of load device to the lathe. Job performances allow conducting a comprehensive comparative analysis at planning of pneumounits of new machine-tool equipment.

Вступ. Пневматичні системи отримують все більше поширення в промисловості як надійні засоби автоматизації. Пневмопристрої використовують як приводи затискних і транспортуючих механізмів, для дистанційного керування і регулювання, в контрольно-вимірювальних приладах, при автоматизації машин і пристроїв, що працюють в агресивних середовищах, в умовах пожежо- і вибухонебезпеки, радіації, а також при значній вібрації і високих температурах. Пневмосистеми поширені в автомобільній промисловості, в літакобудуванні, в космонавтиці, де вони застосовуються для автоматизації різних робіт, для управління аварійними системами і т. п. Пневмопристрої використовують для управління в нафтовій, газовій, хімічній, харчовій промисловості, в гірській справі, в будівництві і т. п. Елементи пневмоавтоматики все більше впроваджуються в медичні прилади різного призначення (для штучного дихання, кровообігу тощо).

Аналіз останніх досліджень. Підвищення продуктивності машин стосовно пневматичних систем означає збільшення їх швидкодії. Оскільки пневматичні системи є частиною машини, то час їх спрацьовування входить в загальний час робочого циклу машини і впливає таким чином на продуктивність машини в цілому. Проблема підвищення продуктивності безпосередньо пов'язана з розробкою методів динамічного дослідження машин і вибору їх оптимальних параметрів і структури. Ці проблеми

складають основний напрям як загальної теорії машин, так і теорії пневматичних систем машин.

Постановка задачі. Теорія пневматичних систем має свої характерні риси і особливості. Якщо в теорії механізмів з твердими ланками задача динаміки полягає у вирішенні рівняння руху останніх, то в теорії пневматичних систем це рівняння завжди вирішується спільно з рівняннями, що характеризують термодинамічні процеси, що протікають в порожнинах робочих циліндрів. При складанні цих рівнянь використовуються закони термо- і газодинаміки. Оскільки порожнини більшості пневматичних пристроїв постійно сполучені або з магістраллю, або з атмосферою, то при складанні розрахункових рівнянь використовуються методи термодинаміки змінної маси газу. Таким чином, в теорії пневматичних систем окрім методів механіки твердого тіла застосовуються методи механіки пружної рідини.

Дуже важливим є динамічний розрахунок виконавчих механізмів пневмоприводів, який зводиться до визначення часу спрацьовування, під яким розуміється час T руху поршня виконавчого пристрою в одному напрямі (лише прямий або лише зворотний). Час прямого ходу (час спрацьовування) дорівнює сумі інтервалів $T_{n.x.} = t_I + t_{II} + t_{III}$, де t_I – час підготовчого періоду – від початку перемикання пристрою, що керує, до початку руху поршня; t_{II} – час руху поршня, протягом якого поршень пройде увесь заданий робочий хід; t_{III} – час завершального періоду, протягом якого тиск в робочій порожнині збілюється до необхідної величини [1, 2].

Динамічний розрахунок часу спрацьовування виконавчого пристрою покажемо на прикладі виконавчого механізму завантажувального пристрою до токарного верстата, який був розглянутий в роботі [3]. Виконавчий механізм завантажувального пристрою до токарного верстата з двостороннім управлінням поступальної ходи наведено на рис. 1.

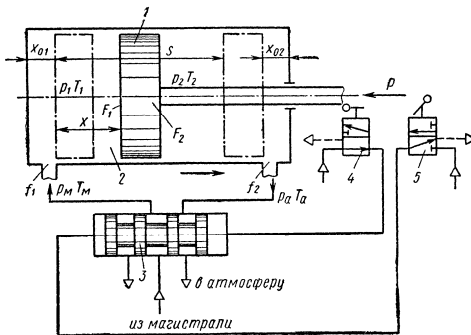


Рисунок 1 – Поршневий пневмоциліндр з двостороннім управлінням: 1 – поршень; 2 – пневмоциліндр; 3 – пневморозподільник; 4, 5 – кінцеві вимикачі

Математична модель.

При динамічному розрахунку особливий інтерес представляє розрахунок періоду руху поршня. З розрахунком часу підготовчого і завершального періодів можна ознайомитися в роботах [1, 2]. Оскільки в загальному випадку в пневмоциліндрі може бути де-кілька порожнин (наприклад, в диференціальному або багато-ступінчастому пневмоциліндрі), то порожнини до-

цільно пронумерувати, індекси параметрів відповідатимуть нумерації порожнин. На рис. 1 перша порожнина є робочою, а друга – вихлопною.

Рівняння руху поршня пневмоциліндра з двостороннім управлінням має такий вигляд

$$m \cdot \frac{d^2 x}{dt^2} = p_1 \cdot F_1 - p_2 \cdot F_2 - P, \quad (1)$$

де m – маса пневмоциліндра і приєднаних до нього поступально-рухомих частин; x – координата переміщення поршня; p_1, p_2 – тиск повітря в першій і другій порожнинах; F_1, F_2 – площі торців поршня.

Значення результуючої всіх сил P , що діють на поршень, крім сил тиску повітря, визначається за формулою:

$$P = P_1 \pm P_2 \pm P_3 \pm p_a F_{ш}, \quad (2),$$

де P_1 – сила тертя; P_2 – сила корисного опору; P_3 – вага поршня і приєднаних до нього рухомих частин пневмоциліндра; $F_{ш}$ – площа перерізу штока; p_a – атмосферний тиск.

Рівняння (1) повинно бути вирішено спільно з рівняннями, що характеризують зміни тиску в обох порожнинах робочого пневмоциліндра. Ці рівняння отримані без урахування теплообміну з навколишнім середовищем і при постійних параметрах стисненого повітря в магістралі [1, 2].

Рівняння для визначення тиску p_1 в робочій порожнині 1 має вигляд:

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{k \cdot f_1^3 \cdot K \cdot p_m \cdot \sqrt{R \cdot T_m}}{F_1(x_{01} + x)} \cdot \varphi(\sigma_1) - \frac{k \cdot p_1}{(x_{01} + x)} \cdot \frac{dx}{dt}, \quad (3)$$

де $\sigma_1 = p_1/p_m$ – відносний тиск в робочій порожнині; $K = [2g \cdot k/(k-1)]^{1/2}$; $x_{01} = V_{01}/F_1$ – приведена початкова координата положення поршня; $f_1^3 = \mu_1 \cdot f_1$ – ефективна площа вхідного отвору; μ_1 – коефіцієнт витрати лінії підведення; f_1 – площа вхідного отвору; V_{01} – початковий об'єм робочої порожнини; p_m – магістральний тиск; $k = 1,4$ – показник адіабати; R – газова стала для повітря; T_m – абсолютна температура в магістралі.

У рівнянні (3) значення функції витрати $\varphi(\sigma_1)$ дорівнюють:

$$\varphi(\sigma) = \sqrt{\sigma^{\frac{2}{k}} - \sigma^{\frac{k+1}{k}}} \quad \text{при } 0,528 < \sigma < 1; \quad \varphi(\sigma) = 0,2588 \quad \text{при } 0 < \sigma < 0,528.$$

При визначенні початкової координати положення поршня необхідно враховувати не лише початковий об'єм порожнини (так званий *шкідливий простір*), але і об'єм трубопроводу від розподільника до робочого пневмоциліндра. Рівняння для визначення тиску p_2 у вихлопній порожнині буде відрізняться від рівняння (3) не тільки знаками його членів і координатами положення поршня, а й тим, що в нього входить перемінна температура T_2 у вихлопній порожнині замість постійної T_m :

$$\frac{dp_2}{dt} = - \frac{k \cdot f_2^3 \cdot K \cdot p_2 \cdot \sqrt{R \cdot T_2}}{F_2(s + x_{02} - x)} \cdot \varphi\left(\frac{\sigma_a}{\sigma_2}\right) + \frac{k \cdot p_2}{(s + x_{02} - x)} \cdot \frac{dx}{dt}, \quad (4)$$

де $\sigma_2 = p_2/p_m$ – відносний тиск у вихлопній порожнині; $x_{02} = V_{02}/F_2$ – приведена кінцева координата положення поршня; $f_2^3 = \mu_2 \cdot f_2$ – ефективна площа вихідного отвору; μ_2 – коефіцієнт витрати вихлопної лінії; f_2 – площа вихідного отвору; V_{02} – початковий об'єм вихлопної порожнини.

Значення функції витрати $\varphi\left(\frac{\sigma_a}{\sigma_2}\right)$ в рівнянні (4) так само, як і в рівнянні

(3), дорівнює: $\varphi(\sigma) = \sqrt{\sigma^{2/k} - \sigma^{(k+1)/k}}$ при $0,528 < \sigma < 1$; $\varphi(\sigma) = 0,2588$ при $0 < \sigma < 0,528$.

Температура T_2 у рівнянні (4) може бути виражена через тиск p_2 за формулою $p_2/p_1 = (T_2/T_1)^{k/(k-1)}$, оскільки у вихлопній порожнині при відсутності теплообміну протікає адіабатичний процес. Тоді з рівняння (4) отримаємо наступне рівняння

$$\frac{dp_2}{dt} = - \frac{k \cdot f_2^3 \cdot K \cdot p_2^{(3k-1)/2k} \cdot \sqrt{R \cdot T_m}}{F_2(s + x_{02} - x) \cdot p_m^{(k-1)/2k}} \cdot \varphi\left(\frac{\sigma_a}{\sigma_2}\right) + \frac{k \cdot p_2}{(s + x_{02} - x)} \cdot \frac{dx}{dt}. \quad (5)$$

Вихідна система рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} m \cdot \frac{d^2x}{dt^2} &= p_1 \cdot F_1 - p_2 \cdot F_2 - P \\ \frac{dp_1}{dt} &= \frac{k \cdot f_1^3 \cdot K \cdot p_m \cdot \sqrt{R \cdot T_m}}{F_1(x_{01} + x)} \cdot \varphi(\sigma_1) - \frac{k \cdot p_1}{(x_{01} + x)} \cdot \frac{dx}{dt} \\ \frac{dp_2}{dt} &= - \frac{k \cdot f_2^3 \cdot K \cdot p_2^{(3k-1)/2k} \cdot \sqrt{R \cdot T_m}}{F_2(s + x_{02} - x) \cdot p_m^{(k-1)/2k}} \cdot \varphi\left(\frac{\sigma_a}{\sigma_2}\right) + \frac{k \cdot p_2}{(s + x_{02} - x)} \cdot \frac{dx}{dt} \end{aligned} \right\}.$$

Метод розрахунку. Спільне рішення системи рівнянь (1), (3) і (5) можливо тільки за допомогою чисельних методів інтегрування. Крок інтегрування вибирається залежно від необхідної точності розрахунку. Чим менше значення цього інтервалу часу, тим точніше розрахунок. Інтегрування продовжується до тих пір, поки значення переміщення x поршня не стане рівним робочому ходу s . Час, відповідний цьому моменту, дорівнює часу переміщення поршня. З огляду на те, що рішення рівнянь (1), (3) і (5) проводиться чисельними методами, доцільно застосовувати ЕОМ. Алгоритм рішення цієї задачі базується на чисельному методі розв'язання систем диференціальних рівнянь методом Рунге-Кутта IV порядку, який є методом підвищеної точності. Розв'яжемо дану систему рівнянь за допомогою пакету MathCAD (тріал-версія).

Початкові умови $T_0 = 0$; $z_0 = 0$; початкові значення $x(T_0, z_0) = 0$; $x_0 = 0$; $V_0 = 0$; $p_1 = p_m$; $p_2 = p_a$. Перше рівняння системи – диференціальне рівняння другого порядку. Позначимо $dx/dt = z$, іншими словами, $x' = z$, тоді отри-

маємо:

$$m \cdot \frac{dz}{dt} = p_1 \cdot F_1 - p_2 \cdot F_2 - P \text{ и } m \cdot z' = p_1 \cdot F_1 - p_2 \cdot F_2 - P.$$

Остаточню систему має вид

$$\left. \begin{aligned} x' &= z \\ m \cdot z' &= p_1 \cdot F_1 - p_2 \cdot F_2 - P \\ p_1' &= \frac{k \cdot f_1^3 \cdot K \cdot p_m \cdot \sqrt{R \cdot T_m}}{F_1(x_{01} + x)} \cdot \varphi(\sigma_1) - \frac{k \cdot p_1}{(x_{01} + x)} \cdot z \\ p_2' &= -\frac{k \cdot f_2^3 \cdot K \cdot p_2^{(3k-1)2k} \cdot \sqrt{R \cdot T_m}}{F_2(s + x_{02} - x) \cdot p_m^{(k-1)/2k}} \cdot \varphi\left(\frac{\sigma_a}{\sigma_2}\right) + \frac{k \cdot p_2}{(s + x_{02} - x)} \cdot z \end{aligned} \right\}.$$

Отримані результати наведені на рис. 2.

t =		x(t) =		z(t) =		p1(t) =		p2(t) =	
	0		0		0		0		0
0	0	0	0	0	0	0	6·10 ⁵	0	9.81·10 ⁴
1	0.015	1	3.9167·10 ⁻³	1	0.52045	1	5.92592·10 ⁵	1	9.82629·10 ⁴
2	0.03	2	0.01551	2	1.0211	2	5.73058·10 ⁵	2	9.87441·10 ⁴
3	0.045	3	0.03438	3	1.48841	3	5.46931·10 ⁵	3	9.95242·10 ⁴
4	0.06	4	0.05997	4	1.91634	4	5.18903·10 ⁵	4	1.0058·10 ⁵
5	0.075	5	0.09167	5	2.30408	5	4.91697·10 ⁵	5	1.01891·10 ⁵
6	0.09	6	0.1289	6	2.65351	6	4.66541·10 ⁵	6	1.03442·10 ⁵
7	0.105	7	0.1711	7	2.9676	7	4.43825·10 ⁵	7	1.05223·10 ⁵
8	0.12	8	0.21777	8	3.24956	8	4.2354·10 ⁵	8	1.07232·10 ⁵
9	0.135	9	0.26844	9	3.50244	9	4.05504·10 ⁵	9	1.09473·10 ⁵
10	0.15	10	0.32271	10	3.72898	10	3.89485·10 ⁵	10	1.11957·10 ⁵
11	0.165	11	0.38019	11	3.93158	11	3.75246·10 ⁵	11	1.14705·10 ⁵
12	0.18	12	0.44055	12	4.11229	12	3.62568·10 ⁵	12	1.17745·10 ⁵
13	0.195	13	0.50346	13	4.27283	13	3.51259·10 ⁵	13	1.2112·10 ⁵

Рисунок 2

Отримані графічні залежності переміщення, швидкості і зміни тиску від часу спрацювання наведено на рис. 3 – 6.

Перспективи подальших досліджень. Пневматичні приводи мають безсумнівні переваги: виконавчі пристрої мають великі швидкості спрацювання і низьку вартість; повітря може бути видалено в атмосферу з будь-якої точки системи; наявність необмеженого запасу повітря в якості робочого тіла; можливість відтворення поступального руху без будь-яких передавальних механізмів, а також надійність функціонування, яка в сучасних автоматизованих системах управління грає важливу роль. Таким чином, проведення динамічних досліджень пневмоприводів є перспективною задачею, що дозволяє якісно підвищувати результати проектування пневмоагрегатів верстатного обладнання.

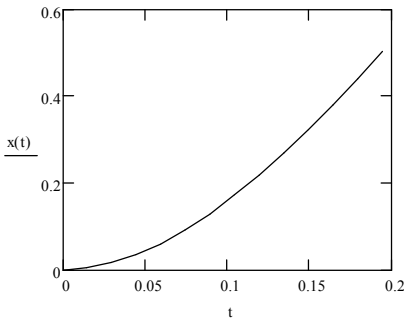


Рисунок 3 – Графік залежності переміщення поршня від часу спрацювання $f=x(t)$

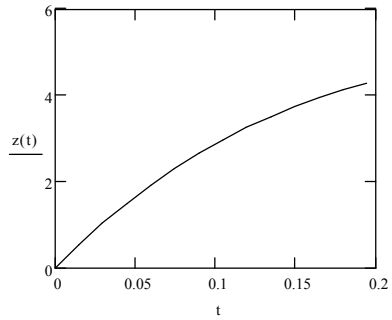


Рисунок 4 – Графік залежності швидкості поршня від часу спрацювання $f=z(t)$

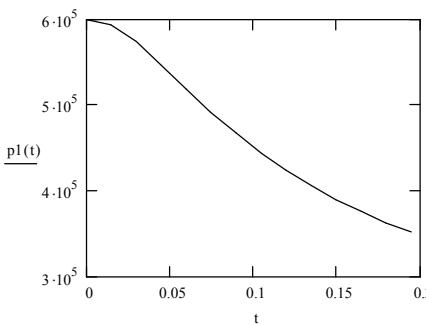


Рисунок 5 – Графік залежності зміни тиску в робочій порожнині від часу спрацювання $f=p_1(t)$

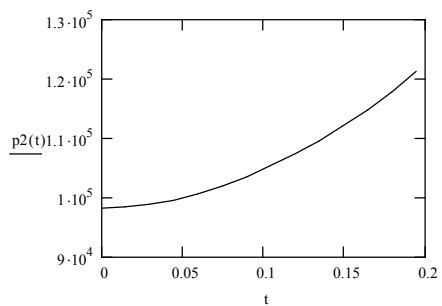


Рисунок 6 – Графік залежності зміни тиску у вихлопній порожнині від часу спрацювання $f=p_2(t)$

Висновки. Результатом динамічних досліджень часу спрацювання пневмоциліндрів є отримані чисельні значення, необхідні в тих випадках, коли основними умовами проектування пневмоприводів є: заданий час руху робочого органу, тривалість циклу, максимальна швидкість пневмопривода, що характерно як для верстатного обладнання, так і для машинобудівної галузі в цілому.

Список літератури: 1. Герц Е.В., Крейнин Г.В. Динамика пневматических приводов машин-автоматов. – М. : Машиностроение, 1964. – 236 с. 2. Герц Е.В., Крейнин Г.В. Расчет пневмоприводов. – М. : Машиностроение, 1975. – 272 с. 3. Черкашенко М.В. Гидропневмоавтоматика. – Харьков: Гидроэлект, 2002. – 75 с.

Надійшла до редколегії 04.04.2011